

Н.Г. ЕМЕЛЬЯНЕНКО, канд. техн. наук, ХГТУСА;

Л.В. САЕНКО, канд. техн. наук, ХГТУСА.

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ВИБРОПРЕССА С ДВУХЧАСТОТНЫМ ПРИВОДОМ

Наведено залежності для визначення складових витрат потужності на подолання сил тертя в підшипниках основного й додаткового дебалансних валів, дисипативних сил у пружних елементах і сил опору коливанням бетонної суміші.

Dependences for definition of compound expenses of capacity on overcoming of forces of friction in bearings of the basic and additional unbalanced shaft, dissipative forces in elastic elements and forces of resistance to fluctuations of a concrete mix are resulted

Работа направлена на решение задачи определения зависимостей для расчёта требуемой мощности двухчастотного привода блока матрицы вибропресса для формирования бетонных элементов мощения (например, тротуарной плитки).

Условия баланса энергии для колебаний вибросистемы записано в виде:

$$E_{M1} + E_{0M1} + E_{B1} = A_1 ;$$

$$E_{M2} + E_{0M2} + E_{B2} = A_2 ,$$

где E_{M1} , E_{M2} – энергия, рассеиваемая рабочим органом матрицы (E_{M1} учитывает расход энергии на трение в подшипниках вала основного дебаланса; E_{M2} учитывает расход энергии на трение в подшипниках вала дополнительного дебаланса, а также на трение в контакте пары «каток – внутренняя поверхность крышки» вибратора); E_{0M1} , E_{0M2} – энергия, рассеиваемая в упругих элементах опор матрицы; E_{B1} , E_{B2} – энергия, рассеиваемая в объеме столба бетонной смеси; A_1 , A_2 – работа, совершаемая возмущающими силами за период колебаний.

Для определения требуемой мощности двухчастотного привода рабочего органа блока матрицы составлена расчётная схема с обозначениями (рис. 1):

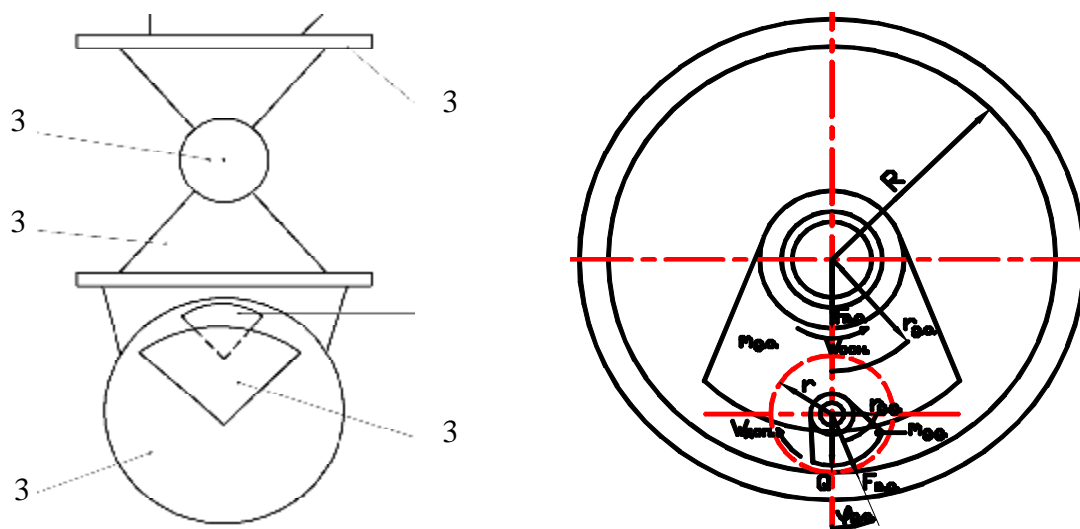


Рис. 1. Схема к расчету двухчастотного привода вибропресса:

- 1 – основание; 2 – маятниковая подвеска; 3 – шарнир;
 4 – двухчастотный вибратор; 5 – основной дебаланс;
 6 – дополнительный дебаланс

где $\omega_{\text{осн}}$, $\omega_{\text{доп}}$ – угловые частоты вращения основного и дополнительного дебалансов; R , r – расстояние от оси вращения приводного вала до точки контакта катка с внутренней поверхностью крышки и радиус катка дополнительного дебаланса; $m_{\text{в}}$ – общая масса вибропртвода; $m_{\text{д.о.}}$, $m_{\text{д.д}}$ – массы основных и дополнительных дебалансов; $r_{\text{д.о.}}$, $r_{\text{д.д}}$ – эксцентриситеты масс основного и дополнительного дебалансов; $\varphi_{\text{д.о.}}$ – начальный угол сдвига фаз дебалансов; $r_{\text{в.о.}}$, $r_{\text{в.д.}}$ – радиусы шеек валов основного и дополнительного дебалансов; t – время; $f_{\text{о}}$, $f_{\text{д}}$ – приведенные коэффициенты трения в подшипниках валов основного и дополнительного дебалансов; $f_{\text{к}}$ – коэффициент трения катка о внутреннюю поверхность крышки; $k_{\text{с}}$ – коэффициент запаса сцепления; Q – сила прижатия катка к крышке.

Вертикальная проекция возмущающей силы основного дебаланса:

$$F_{\text{в.о.з}} = m_{\text{д.о.}} \cdot r_{\text{д.о.}} \cdot \omega^2 \cdot \cos j_1 = m_{\text{д.о.}} \cdot r_{\text{д.о.}} \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t.$$

Вертикальная проекция возмущающей силы дополнительного дебаланса:

$$F_{\text{в.д.з}} = \frac{1}{2} m_{\text{д.д.}} \cdot r_{\text{д.д.}} \cdot \omega^2 \left(1 - \frac{R}{r}\right)^2 \cdot \left\{ \cos\left(\frac{R}{r} \cdot \omega t\right) + \cos\left[\left(2 - \frac{R}{r}\right) \cdot \omega t\right] \right\}.$$

Амплитуды возмущающих сил основного и дополнительного дебалансов:

$$F_{\text{в.о.}} = m_{\text{д.о.}} \cdot r_{\text{д.о.}} \cdot \omega^2; \quad F_{\text{в.д.}} = m_{\text{д.д.}} \cdot r_{\text{д.д.}} \cdot \omega^2 \left(1 - \frac{R}{r}\right)^2.$$

Составляющие мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения в подшипниках основного и дополнительного валов вибровозбудителя:

$$N_{\text{тр.о.}} = (F_{\text{в.о.}} + F_{\text{в.д.}}) \cdot f_o \cdot r_{\text{в.о.}} \cdot \omega_{\text{осн}} = f_o \cdot \left[m_{\text{д.о.}} \cdot r_{\text{д.о.}} + m_{\text{д.д.}} \cdot r_{\text{д.д.}} \cdot \left(1 - \frac{R}{r}\right)^2 \right] \cdot r_{\text{в.о.}} \cdot \omega^3;$$

$$N_{\text{тр.д.}} = F_{\text{в.д.}} \cdot f_d \cdot r_{\text{в.д.}} \cdot \omega_{\text{дон}} = f_d \cdot m_{\text{д.д.}} \cdot r_{\text{д.д.}} \cdot r_{\text{в.д.}} \cdot \omega^3 \cdot \left(1 - \frac{R}{r}\right)^3.$$

Вращающий момент на валу дополнительного дебаланса должен быть больше, чем момент трения $M_{\text{тр.д.}}$:

$$M_{\text{в.д.}} \geq M_{\text{тр.д.}} = f_d \cdot m_{\text{д.д.}} \cdot r_{\text{д.д.}} \cdot r_{\text{в.д.}} \cdot \omega^2 \cdot \left(1 - \frac{R}{r}\right)^2.$$

Для обеспечения достаточного трения и сцепления в контакте пары «каток - внутренняя поверхность крышки» вибратора необходимо обеспечить усилие прижатия:

$$Q \geq \frac{f_d \cdot m_{\text{д.д.}} \cdot r_{\text{д.д.}} \cdot r_{\text{в.д.}} \cdot \omega^2 \cdot \left(1 - \frac{R}{r}\right)^2 \cdot K_c}{r \cdot f_k}.$$

Составляющая мощности для преодоления сил трения в контакте пары «каток - внутренняя поверхность крышки»:

$$N_{\text{тр.кат.}} = f_k \cdot Q \cdot r \cdot \omega_{\text{дон}} = f_d \cdot m_{\text{д.д.}} \cdot r_{\text{д.д.}} \cdot r_{\text{в.д.}} \cdot \omega^3 \cdot \left(1 - \frac{R}{r}\right)^3 \cdot K_c.$$

Энергия, рассеиваемая в упругих элементах опор блока матрицы и соответствующая составляющая мощности:

$$E_{0M} = \frac{1}{2} \cdot C_Y \cdot (a_{M1}^2 + a_{M2}^2) \cdot Y_0; \quad N_{0M} = \frac{C_y \cdot Y_0 \cdot w}{4p} \cdot [a_{M1}^2 + a_{M2}^2 \cdot (1 - \frac{R}{r})],$$

где C_y – коэффициент жёсткости упругих опор блока матрицы; a_{M1} , a_{M2} – амплитуды низкочастотных и высокочастотных колебаний рабочего органа блока матрицы; ψ_0 – коэффициент рассеяния энергии в опорах.

Энергия, рассеиваемая в бетонной смеси:

$$E_B = \frac{1}{2} \cdot C_B \cdot (a_{M1}^2 + a_{M2}^2) \cdot Y_B = \frac{(P_a + P_{cm})^{1+\frac{1}{k}} \cdot S_k \cdot (a_{M1}^2 + a_{M2}^2) \cdot Y_B}{2 \cdot P_a^{\frac{1}{k}} \cdot h_{\bar{o}} \cdot \Pi},$$

где S_k – площадь контакта пуансона и бетонной смеси в матрице; h_B – высота столба бетонной смеси; P_a, P_{cm} – атмосферное давление и давление статического пригруза:

$$P_{cm} = \frac{F_{cm}}{S_k} = \frac{(m_{пуанс}) \cdot g + F_{гидр}}{S_k}; \quad P_{cm} = \frac{F_{cm}}{S_k} = \frac{(m_{пуанс}) \cdot g + F_{пневм}}{S_k}.$$

Составляющая мощности, расходуемой на преодоление сопротивления в бетонной смеси:

$$N_B = \frac{(P_a + P_{cm})^{1+\frac{1}{k}} \cdot S_k \cdot Y_B \cdot w}{4p \cdot P_a^{\frac{1}{k}} \cdot h_{\bar{o}} \cdot \Pi} \cdot [a_{M1}^2 + a_{M2}^2 \cdot (1 - \frac{R}{r})].$$

Требуемая мощность двигателя для двухчастотного привода вибропресса:

$$N_{\text{дв.}} \geq N_{\text{тр.о.}} + N_{\text{тр.д.}} + N_{\text{тр.кат.}} + N_{0M} + N_B$$

Приведенные зависимости позволяют производить расчёт энергетических параметров вибрационного пресса с двух частотным приводом.

Поступила в редколлегию 7.04.08.